

## HEAT PUMP HOT-WATER SUPPLIER

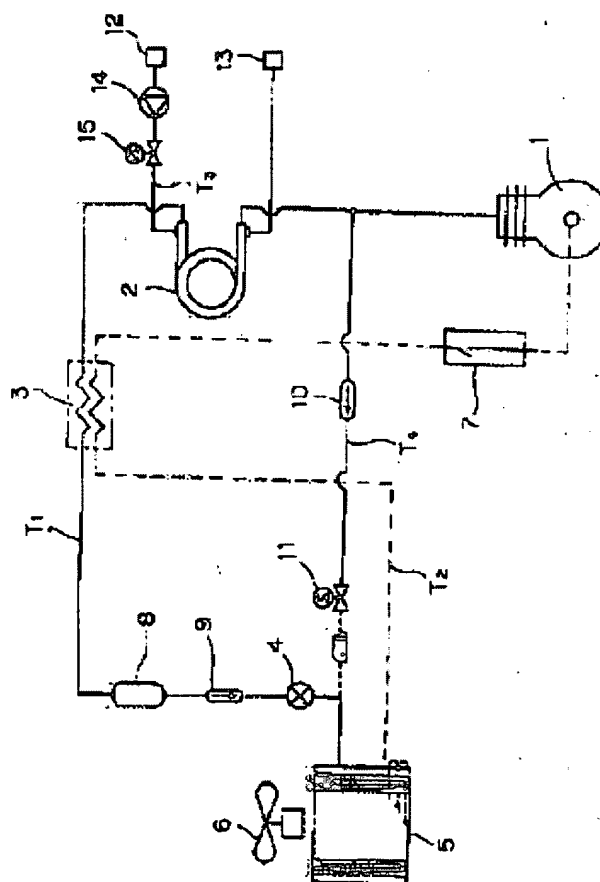
**Patent number:** JP2002310497  
**Publication date:** 2002-10-23  
**Inventor:** MATSUDA HIROSHI; OGATA MASAMI; YOSHIHARA MOTOJI; KUROMOTO HIDETOMO; KUMAGAI MASAHICO; TATEYAMA RYOTARO  
**Applicant:** NISHIYODO KUCHOKI KK;; TOKYO ELECTRIC POWER CO INC:THE  
**Classification:**  
- international: F24H1/00; F25B1/00; F25B43/00  
- european:  
**Application number:** JP20010112350 20010411  
**Priority number(s):**

Report a data error here

## Abstract of JP2002310497

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To cope with the supply of hot-water throughout the year and stabilize the same by a carbon dioxide gas heat pump hot-water supplier, in which the necessary amount of refrigerant is different in winter or in summer and which is difficult to effect stabilized operation, by an inexpensive refrigerant cycle.

**SOLUTION:** The heat pump hot-water supplier is provided with a refrigerant control circuit T4, in which a compressor 1, a gas cooler 2, a refrigerant heat exchanger 3, a refrigerant expansion valve 4 and an evaporator 5 are connected sequentially through refrigerant pipelines T1, T2 while an accumulator 7 is arranged in the suction side of the compressor and a refrigerant control circuit T4, branched on the way of the pipeline from the discharging side of the compressor 1 to the gas cooler and arrived at the downstream of the refrigerant expansion valve from a defrosting solenoid valve 11, is provided to pass water through a counter-flow type gas cooler to raise the temperature of the same. In such a heat pump hot-water supplier, the lowest air temperature and the highest air temperature under operation are set and a previously designed high- pressure side refrigerant space 8 is provided to permit the stabilization of a high pressure.



Data supplied from the **esp@cenet** database - Patent Abstracts of Japan

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2002-310497

(P2002-310497A)

(43) 公開日 平成14年10月23日 (2002. 10. 23)

(51) Int.Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	デマコト* (参考)
F 2 4 H 1/00	6 1 1	F 2 4 H 1/00	6 1 1 A
F 2 5 B 1/00	3 9 5	F 2 5 B 1/00	3 9 5 Z
43/00		43/00	L

審査請求 有 請求項の数 5 O L (全 6 頁)

(21) 出願番号 特願2001-112350(P2001-112350)

(22) 出願日 平成13年4月11日 (2001. 4. 11)

(71) 出願人 391021592

西淀空調機株式会社

大阪府大阪市西淀川区姫里1丁目15番10号

(71) 出願人 000003687

東京電力株式会社

東京都千代田区内幸町1丁目1番3号

(72) 発明者 松田 啓

大阪府交野市妙見東1の6の15

(72) 発明者 緒方 正実

大阪府枚方市田口山2丁目26の9

(74) 代理人 100066496

弁理士 宮本 泰一

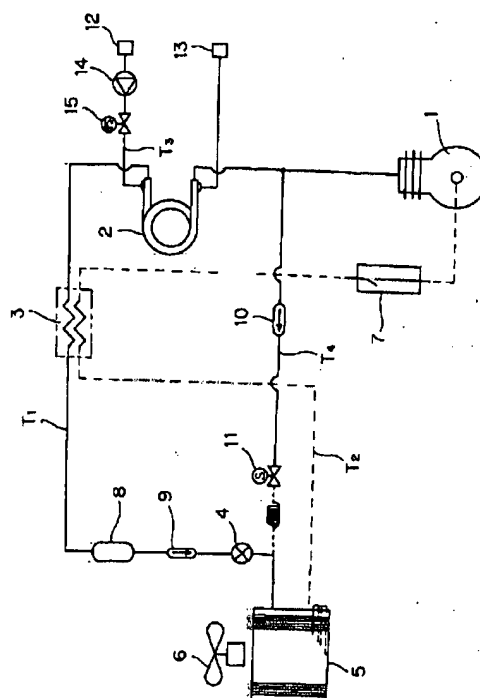
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ヒートポンプ給湯機

(57) 【要約】

【課題】 冬季と夏季で必要冷媒量が異なり、安定した運転が困難である炭酸ガス用ヒートポンプ給湯機による給湯を安価な冷媒サイクルにより、年間の運転対策に適應せしめ安定化する。

【解決手段】 圧縮機1、ガスクーラ2、冷媒熱交換器3、冷媒膨張弁4、蒸発器5を冷媒配管 $T_1$ 、 $T_2$ により順次接続し、圧縮機側吸入側にアキュムレータ7を配し、かつ、圧縮機1吐出側よりガスクーラに至る配管途中より分岐してデフロスト電磁弁11より冷媒膨張弁下流に至る冷媒制御回路 $T_4$ を設け、水を向流型ガスクーラへ通し昇温させるヒートポンプ給湯機において、運転する最低気温と最高気温を設定し、あらかじめ設計された高圧側冷媒空間8を設置し、高圧圧力の安定化を可能とした。



#### 【特許請求の範囲】

【請求項1】圧縮機、ガスクーラ、冷媒熱交換器、冷媒膨張弁、蒸発器を冷媒配管により順次、接続し、圧縮機吸入側にアキュムレータを配し、かつ圧縮機吐出側よりガスクーラに至る配管途中より分岐してデフロスト電磁弁より冷媒膨張弁下流に至る冷媒制御回路を設けると共に、水を向流型ガスクーラへ通水せしめて昇温させるヒートポンプ給湯機において、運転する最低気温と最高気温を設定し、あらかじめ設計された高圧側の冷媒空間を設け高圧圧力を安定化させたことを特徴とするヒートポンプ給湯機。

【請求項2】高圧側のガスクーラ出口部を含み、冷媒膨張弁入口までの経路間に請求項1記載の冷媒空間を設置することを特徴とするヒートポンプ給湯機。

【請求項3】圧縮機吸入側にアキュムレータを配し冷媒熱交換器の高圧側がガスクーラ出口に、低圧側が空気熱交換器とアキュムレータの間となるように設置された請求項1又は2記載のヒートポンプ給湯機。

【請求項4】向流型ガスクーラが二重管方式など、高圧側冷媒量が少なくなる熱交換器である請求項1、2又は3記載のヒートポンプ給湯機。

【請求項5】出湯温度の調節を給水流量を調節することにより行う請求項1、2、3又は4記載のヒートポンプ給湯機。

#### 【発明の詳細な説明】

##### 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明はヒートポンプ給湯機に係り、詳しくは年間を通じて効率よく安定した給湯を可能ならしめる給湯システムで使用される炭酸ガス冷媒を使用したヒートポンプ給湯機に関するものである。

##### 【0002】

【従来の技術】ヒートポンプ給湯機では季節（気温）の変動による低圧側冷媒量の変動により目標とする高圧側冷媒量の変動する。即ち、冬季の低温外気では蒸発温度が低下するに従って圧力が低下し希薄なガスとなる。そのため、冷凍サイクル中の冷媒量が一定であると当然のこととしてその分だけの冷媒は高圧側に移動することになり、高圧空間中のガス密度が上がり、高圧圧力も上昇する。

【0003】殊に圧縮機もしくは冷媒熱交換器と、蒸発器の間に低圧側の冷媒レシーバを設ける方式では圧縮機へ吸い込まれる冷媒ガスの過熱度が低くなったり、湿り気味となり、低めの吐出ガス温度となり易く、適切な吐出ガス温度、出湯は得られず、効率のよい給湯ができない。

【0004】逆に夏季のヒートポンプ運転における冷媒分布は気温が高く蒸発温度（低圧圧力）が上昇するために低圧空間の冷媒密度が上がり、低圧空間における冷媒重量比率が上がるために、その分、高圧側の冷媒量が不足して来て、高圧が低めとなり易い。

【0005】そこで、夏季の運転のために最適な冷媒量を閉サイクル内に充填すれば冬季に高圧が上昇しすぎて冷凍サイクルとして成立しなくなる場合が起こる。つまり過大な冷媒量が高圧側に存在することとなり、熱交換以前に異常高圧となるので設計圧力以下に設計された保護装置により運転停止することとなったり、不必要な高圧で成績係数低下の原因となる。特に給湯負荷は冬季の方が大きく運転時間も長い。また貯湯する場合でも高温貯湯が要求されるのが普通であり、高圧は自然と高くなり易い。

【0006】ところで、従来のヒートポンプ給湯機は使用冷媒としてフロン冷媒が主として用いられていた。このフロン冷媒は臨界点が高く、圧力が低いため、冬季において高圧空間の高圧が上昇し過ぎる問題はなく、運転に別段、支障を生じることもなかった。しかし、近時、フロンの地球環境に対する有害が取り上げられ、環境にやさしい冷媒として炭酸ガス（ $\text{CO}_2$ ）の使用が急速に促進され、今まで提供されたことのなかった炭酸ガス冷媒を用いたヒートポンプ給湯機が検討されて来た。

##### 【0007】

【発明が解決しようとする課題】ところが、炭酸ガス冷媒は前記従来のフロン冷媒に比し臨界点が低く、圧力が数倍高いものであり、従来のフロン冷媒における高圧空間をそのまま使用するときには、冬季、圧力が上昇し、高圧側存在量が大きくなるような場合、破壊時エネルギーが大きくなる危険を有している。勿論、その高圧に耐える構造として、例えば管厚を厚くすることも考えられるが、コストが大になり好ましくない。そこで、低圧側はとも角、高圧空間を安全性の面から出来るだけ減らし、狭くすることが考究された。しかし、高圧側空間を狭くすれば低圧側空間の影響をより受け易くなり、気温の影響を受ける。

【0008】本発明は上述の如き実状に鑑み、これに対処すべく冷凍サイクル中の冷媒量が一定である場合において、低圧側空間で冬季、夏季に応じ存在ガス量が変わるのに着目し、当該ガス量の差をクッションとしてブールすることを見出すことにより、特に高圧側の冷媒空間が少なく、冷凍サイクルで夏季と冬季とで必要冷媒量を異にする炭酸ガス用ヒートポンプ給湯機において安価な冷媒サイクルにより最適な冷媒量を保持せしめ、年間を通じて安全に、安定した一定温度の給湯を可能ならしめることを目的とするものである。

【0009】なお、超臨界蒸気圧縮サイクルにおいて、循環冷媒量を調節することにより高サイド圧力を制御し、冷却能力を調整することは、例えば特公平7-18602号公報などに開示されている。しかし、これらの技術は冷却能力に着目して論じられているが、高圧側のガスクーラ放熱を水加熱として用いる給湯に着目したものではなく、気温に応じた出湯温度などは論じられていない。

#### 【0010】

【課題を解決するための手段】かくて上記目的に適合し、その課題を達成する本発明の特徴は、圧縮機、ガスクーラ、冷媒熱交換器、冷媒膨張弁、蒸発器を冷媒配管により順次、接続し、圧縮機吸入側にアキュムレータを配し、かつ圧縮機吐出側よりガスクーラに至る配管途中より分岐してデフロスト電磁弁より冷媒膨張弁下流に至る冷媒制御回路を設けると共に、水を向流型ガスクーラへ通水せしめて昇温させるヒートポンプ給湯機において、運転する最低気温と最高気温を設定し、あらかじめ設計された高圧側の冷媒空間を設けて高圧圧力を安定化させた点にある。

【0011】請求項2の発明は、上記構成における高圧側の冷媒空間を特に高圧側のガスクーラ出口部を含み、冷媒膨張弁入口までの経路間に設置する構成を特徴とする。

【0012】請求項3～5は上記のヒートポンプ給湯機におけるより具体的な態様であり、請求項3の発明は圧縮機吸入側にアキュムレータを配し冷媒熱交換器の高圧側がガスクーラ出口に、低圧側が空気熱交換器とアキュムレータの間となるように設置されたことを特徴とする。

【0013】また請求項4の発明は向流型ガスクーラとして二重方式の熱交換器の如き高圧側冷媒量が少なくなる向流型熱交換器を用いること、請求項5の発明は出湯温度の調節を流量調節弁もしくは可変流量ポンプの調節により給水流量を調節することにより行うことを夫々特徴としている。

#### 【0014】

【作用】上記本発明ヒートポンプ給湯機は、運転する最低気温と最高気温を設定し、これにもとづきあらかじめ設計された高圧側の冷媒空間を例えば高圧側のガスクーラ出口部を含み、冷媒膨張弁入口までの間に設置しているため、これが冬季と夏季の高圧冷媒量の差に対応するレシーバとなって年間を通じて下流の冷媒膨張弁に低温液冷媒として供給することができる。

【0015】一方、ガスクーラ内部に存在する冷媒量は上記レシーバで吸収されうる冷媒量を含む必要がなくなることになり、高圧異常となったり、不必要に大きな高圧圧力となることなく、年間を通じて安定した運転を行うことが可能となる。

#### 【0016】

【発明の実施の形態】以下、更に添付図面に示す冷凍サイクルを参照し、本発明ヒートポンプ給湯機の具体的な態様を説明する。

【0017】図1は本発明ヒートポンプ給湯機の第1の形態の冷凍サイクル図であり、図において、1は圧縮機、2はガスクーラ、3は冷媒熱交換器、4は冷媒膨張弁、5は蒸発器（空気熱交換器）、6は送風機、7はアキュムレータ、8は本発明の特徴をなすレシーバであっ

て、これら圧縮機1、ガスクーラ2、冷媒熱交換器3、レシーバ8、冷媒膨張弁4、蒸発器5を冷媒配管 $T_1$ 、 $T_2$ により順次、接続し、かつ冷媒熱交換器3において、高圧側配管 $T_1$ と低圧側配管 $T_2$ を向流熱交換させると共に、圧縮機吸入側にアキュムレータ7を配することによって基本的な一連の冷凍サイクルが形成されており、蒸発器5にはこれに空気を流し、冷媒熱交換器の熱源とするための送風機6が付設され、ガスクーラ2は向流型ガスクーラとして水入口12より給湯水出口13に至る給水配管 $T_3$ を向流状態で内挿し、水入口側の給水配管 $T_3$ に水ポンプ14と比例弁15を設置することによって給湯系路を形成している。そして、圧縮機吐出側よりガスクーラ2に至る配管途中より分岐してデフロスト電磁弁11より冷媒膨張弁4下流に至る配管 $T_4$ が設けられている。

【0018】以上の構成において、本発明の特徴をなすレシーバは運転する最低気温と最高気温を設定して、あらかじめ設計された高圧側の冷媒空間であり、通常、冬季と夏季の高圧側冷媒量の差に相当する空間である。ここで、上記構成中、アキュムレータ7は蒸発器5の冷媒流が冷媒熱交換器3によって加熱蒸発できなかった場合に、圧縮機1が瞬時にし液として吸い込めば、液圧縮となり破損することがあることから設けられる低圧側保護空間で、通常、内部は液を含まない過熱ガスである。

【0019】また、図中、9、10は弁にごみ、異物が噛み込まないようにするフィルタの役割をもつストレーナであり、デフロスト電磁弁11は蒸発器5に霜が付着した場合に高温吐出ガスにより霜を融かすとき開く弁である。

【0020】次に、以上のような冷凍サイクルを備えたヒートポンプ給湯機により給湯を行う場合について説明する。通常は蒸発器での冷媒蒸発温度は気温より10～15℃低くなる。つまり、気温により蒸発温度（定圧圧力）がほぼ決まるので、圧縮機に吸い込まれ循環される冷媒の密度が決まり冷媒循環量が決まる。

【0021】適正な吸入過熱度、つまり、通常は蒸発温度より5～10℃高い温度のガスで圧縮機に吸い込まれると、圧縮機より吐出されるガス温度は適正であり、そのときの高圧圧力により安定した一定値に決まる。高圧圧力が高いほど吐出ガス温度が上昇する。吐出ガス温度と高圧が決まると吐出側のエンタルピが決定できる。圧縮機の吐出側はガスクーラ入口に連結されているので、ガスクーラ入口エンタルピは圧縮機吐出部のエンタルピとほぼ等しいものである。

【0022】ガスクーラ出口の冷媒温度は給水温度により、通常給水温度より5～10℃高くなるように調節できる。このように冷媒のガスクーラ出口温度と入口圧力にはほぼ等しい高圧が定まり、ガスクーラ出口エンタルピも決定できる。加熱能力はガスクーラの出入口エンタルピ差に冷媒循環量を掛けたものである。従って冷媒循環

量が大きい程、また、エンタルピ差が大きいほど、加熱能力も大きくなる。ガスクーラで冷媒と熱交換し加熱された水の熱量は、この加熱能力にほぼ等しいものとなる。給水温度は通常、季節・気温によりほぼ一定なので、出湯温度は水流量により変化する。つまり、少ない水量を供給すれば出湯温度が上昇し、水量を増やせば出湯温度は低下する。このように出湯温度の調節は、流量調節弁もしくは可変流量ポンプの調節により、給水流量を調節することにより可能となる。このように、気温が決まると、圧縮機吸入ガス温度が適正過熱度になるように膨張弁で冷媒供給量を調節制御できるので、ほとんど自動的に給湯加熱能力が決まってくる。

【0023】ところで、上記の論理は、適正な高圧圧力と低圧圧力が前提である。低圧圧力は適正な設計を行えば上述のとおり気温によって蒸発温度（低圧圧力）を決めることができる。蒸発可能な冷媒量は膨張弁によって適正な過熱度となるような自動制御が可能である。

【0024】高圧圧力はガスクーラの放熱能力と関係する。前述のとおり、この放熱能力は冷媒循環量と高圧側エンタルピ差の積である冷媒の加熱能力とバランスするものである。バランスを維持するためには熱交換面を介して冷媒側温度と水側温度との間に温度差が必要となる。この温度差は冷媒ガス側の伝熱性能や水側の伝熱性能、熱交換器としての伝熱面積などにより基本的には決まってくる。しかし、適正な冷媒量が閉サイクル内に充填されていない場合は、冷凍サイクルとして成り立たなくなる。過大な冷媒量が高圧側に存在すると、熱交換以前に異常高圧となるので、設計圧力以下に設定された保護装置により運転停止することとなったり、不必要な高圧上昇となり、成績係数低下の原因となる。冷媒量が少なすぎると蒸発器に適正な冷媒量を膨張弁によって自動供給できなくなり、蒸発温度（低圧圧力）が異常に低下することとなり、成績係数低下の原因となる。

【0025】前述のように、通常は蒸発器での冷媒蒸発温度は気温より10～15℃低くなる。つまり、気温により蒸発温度（低圧圧力）がほぼ決まるので、蒸発器、冷媒熱交換器の低圧側、アキュムレータ、圧縮機内部の低圧チャンバに存在する冷媒量は、その圧力や温度における冷媒の密度より求めることができる。高圧側のガスクーラ、冷媒熱交換器の高圧側についても、目標とする適正な圧力や温度における冷媒量を求めることができる。

【0026】以下の表1は、試験されたCO<sub>2</sub>ヒートポンプ給湯機の冷凍サイクルの、季節（気温）変動による低圧側と高圧側の冷媒分布量の一例である。ガスクーラは二重管方式の向流型熱交換器としたので、高圧側空間は低圧側空間より遙かに少ないものとなっている。その空間明細は次の通りである。試験機のガスクーラは、内径が4.8mmで、長さ23mの銅管を伝熱管としており、冷媒空間は約0.4リットル、圧縮機の高圧部は約

0.2リットル、冷媒熱交換器と配管は0.2リットル未満の容積であり、合計の高圧空間は約0.8リットルとなっている。一方、圧縮機の低圧部は5リットル、蒸発器となる空気熱交換器は1.1リットル、アキュムレータは1.9リットルであり、合計の低圧空間は約8リットルとなっている。

【0027】

【表1】

	低圧空間	高圧空間	合計
気 温	8.0 リットル	0.8 リットル	8.8 リットル
- 8℃	0.670 kg	0.440 kg	1.110 kg
+ 15℃	0.922 kg	0.381 kg	1.303 kg
+ 35℃	1.267 kg	0.301 kg	1.568 kg

【0028】これらの気温で運転する場合の最適冷媒量は、この表の通りと考えられる。冬季（気温-8℃）と夏季（気温+35℃）とでは、最適冷媒量が異なっており、表より1.568kg-1.110kg=0.458kgの差がある。また、表1のとおり、試験のCO<sub>2</sub>ヒートポンプ給湯機では、高圧側の空間は全体空間の9%であり、残りの91%が低圧空間となっているので、高圧空間としては無視できるほど小さいと云える。また、高圧側の冷媒量は低圧側の冷媒量より少ないものと成っている。このようなヒートポンプ給湯システムは、高圧による爆発などの破壊エネルギーも少なくすることができる。

【0029】しかし、上記の如く高圧空間が少ない場合、夏季のヒートポンプ運転中の冷媒分布は、気温が高く蒸発温度（低圧圧力）が上昇するために低圧空間の冷媒密度が上がり、低圧空間に存在する冷媒重量比率が上がるため、その分、高圧側の冷媒量が不足してきて、高圧が低めとなりやすい。

【0030】また、膨張弁は高圧と低圧との差圧により冷媒を流す能力が変化するので、夏季は差圧も少なくなり、全開になっても冷媒流量が不足する場合がある。つまり、蒸発器に適正な冷媒量を膨張弁によって自動供給できなくなり、蒸発温度（低圧圧力）が異常に低下することとなり、やはり、成績係数低下の原因となる。この場合は圧縮機の吸入ガスも吐出ガス温度も大きすぎることであり、圧縮機や冷凍機油の寿命を損なうこともある。このような不都合が発生する。

【0031】一方、夏季の運転のために最適な冷媒量を閉サイクル内に充填すれば、冬季に高圧が上昇しすぎて冷凍サイクルとして成立しなくなる場合がある。つまり、過大な冷媒量が高圧側に存在することとなり、熱交換以前に異常高圧となるので、設計圧力以下に設定された保護装置により運転停止することとなったり、不必要

な高圧上昇となり、成績係数低下の原因となる。給湯負荷は冬季の方が大きく、運転時間も長い。貯湯する場合でも高温貯湯が要求されるのが普通であり、高圧は自然と高くなりやすいので、消費電力も大きくなる。年間を通じた成績係数を考えると、冬季主体の冷媒充填量とすることが好ましく、やむなく夏季の運転効率（成績係数COP）が低下してしまう。

【0032】試験機としたCO<sub>2</sub>ヒートポンプ給湯機の場合、前記表1のとおり使用最低気温と最高気温での最適冷媒量の差を制御すれば、目標とする高圧や低圧が得られ、年間を通じて安定した運転ができる。この試験機の例のように、高圧側空間の少ないCO<sub>2</sub>ヒートポンプ給湯機の場合は、一般的に、同様の設計が可能である。試験機の場合は冷媒充填量を夏季の最適量1.586kg（100%）として、冬季の最適量である1.110kg（71%）との差である0.458kg（29%）を高圧側空間のガスクーラ出口部から、膨張弁の間の空間のどこかで吸収できれば良いこととなる。

【0033】通常CO<sub>2</sub>ヒートポンプ給湯機の場合、ガスクーラ出口部の冷媒ガス温度を液体となる約31℃以下となるまで冷却し、給水温度に接近させるとガスクーラ出入口エンタルピー差が大きくなるので冷媒加熱能力も大きくなる。同一の高圧圧力で運転すれば圧縮機動力は変化しないので成績係数COPが大きくなり好ましいし、実際にそのように制御され運転できる。冷媒ガスの密度としては液が最大であり、圧縮機吐出チャンバに近い高温吐出ガスであるほど冷媒ガスの密度が低い。従って吸収効率としては、液となるガスクーラ出口部を含み、冷媒熱交換器高圧側を経由して冷媒膨張弁4に至る空間で吸収するのが好ましい。

【0034】本発明において、運転する最低気温と最高気温を設定し、これにもとづきあらかじめ設計された高圧側冷媒空間（レシーバ）を高圧側のガスクーラ出口部を含み、冷媒膨張弁入口までの間に設置したことは、かかる理由によるものである。これを更に例えば図で説明すると、冷媒熱交換器3の高圧側がガスクーラ2出口側に配置されると冷媒熱交換器3の低圧側は蒸発器5である空気熱交換器の出口低温冷媒により冷却が可能となる。

【0035】蒸発温度は夏季の最高気温でも通常15℃以下であるし、冬季は0℃以下で運転されるので、高圧側の冷媒は冷媒熱交換器出口において最低温度となる。従って31℃より十分に低い温度とすることができるので高圧における低温液冷媒として高密度で効率よく、最も少ない空間（レシーバ）での吸収が可能となる。このように、冬季と夏季の高圧側冷媒量の差に相当する空間に等しい冷媒空間（レシーバ）を設置すれば、年間を通じてレシーバ下流の膨張弁に低温液冷媒として供給でき

る。この場合、ガスクーラ内部に存在する冷媒量は、レシーバで吸収される冷媒量を含む必要がなくなるので、高圧異常となったり、不必要に大きな高圧圧力となることなく、安定した運転を年間を通じて行うことができる。

【0036】かくして、以上のようにして、本発明ヒートポンプ給湯機においては、給湯加熱のための目標とする冷凍サイクル上の高圧側ガスクーラ出入口の状態（圧力・温度）が最適となるように調整することが可能となり、課題とした季節（気温）変動による低圧側冷媒量の変動により目標とする高圧が変動することを防止して、年間を通じて効率よく安定した給湯を可能ならしめる。なお、以上の説明においては、CO<sub>2</sub>を冷媒に用いたCO<sub>2</sub>ヒートポンプ給湯機について説明したが、本発明は特にCO<sub>2</sub>冷媒に適応し、好結果をもたらすが、同効な地球環境にやさしい冷媒の使用を妨げるものではない。

#### 【0037】

【発明の効果】本発明は以上のように圧縮機、ガスクーラ、冷媒熱交換器、冷媒膨張弁、蒸発器を冷媒配管により順次接続し、圧縮機吸入側にアキュムレータを配し、水を向流型ガスクーラへ通水させて昇温させるヒートポンプ給湯機において、運転する最低気温と最高気温を設定し、これにもとづきあらかじめ設定された高圧側の冷媒空間（レシーバ）を設けたものであり、冬季と夏季の高圧側冷媒量の差をレシーバに吸収することにより高圧側冷媒空間を少なくとも異常高圧による爆発などの破壊エネルギーを少なくし、安全性を高めることができると共に、季節（気温）変動による低圧側冷媒量の変動により高圧が変動することを防止し、季節変動に応じ目標とする最適冷媒量調整と、最適出湯温度とが簡単な構成で実現でき、成績係数も高く、極めて経済性に富み、年間を通じ効率よく安定した給湯を可能ならしめる顕著な効果を有する。

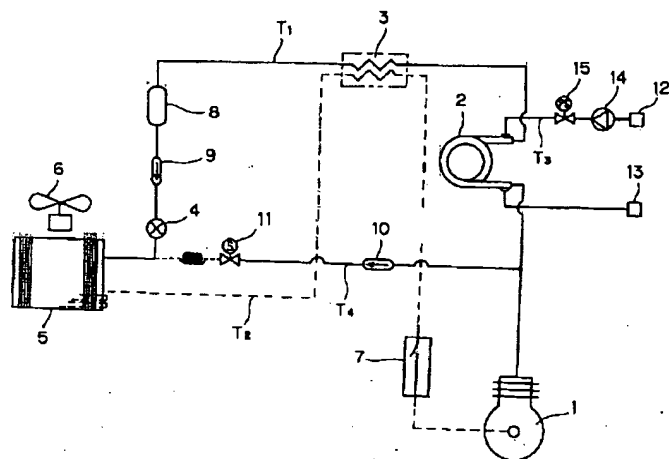
#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係るヒートポンプ給湯機の冷凍サイクルの1例を示す図である。

#### 【符号の説明】

- 1 圧縮機
- 2 ガスクーラ
- 3 冷媒熱交換器
- 4 冷媒膨張弁
- 5 蒸発器（空気熱交換器）
- 7 アキュムレータ
- 8 高圧側の冷媒空間（レシーバ）
- 11 デフロスト電磁弁
- 12 水入口
- 13 給湯水出口

【図 1】



フロントページの続き

(72)発明者 吉原 基司  
大阪府枚方市大字津田2586の43  
(72)発明者 黒本 英智  
神奈川県横浜市鶴見区江ヶ崎町4番1号  
東京電力株式会社電力技術研究所内

(72)発明者 熊谷 雅彦  
神奈川県横浜市鶴見区江ヶ崎町4番1号  
東京電力株式会社電力技術研究所内  
(72)発明者 館山 陵太郎  
神奈川県横浜市鶴見区江ヶ崎町4番1号  
東京電力株式会社電力技術研究所内